

Дальнейшие расчеты технико-экономических показателей проводились в соответствии с методическими рекомендациями по составлению технико-экономических обоснований для энергосберегающих мероприятий.

Таким образом, в результате анализа были выбраны основные мероприятия по оптимизации теплофикационного комплекса г. Гомеля.

Был рассчитан срок окупаемости для каждого мероприятия в отдельности:

– установка трех электрокотлов мощностью 50 кВт на Гомельской ТЭЦ-2 с целью повышения ее маневренности окупит себя за 1,43 года;

– замена всех труб с истекшим сроком эксплуатации имеет срок окупаемости в 7,63 года;

– внедрение частотных регуляторов для насосов первого и второго подъема Гомельской ТЭЦ-2 имеет срок окупаемости в 1,02 года.

Л и т е р а т у р а

1. Схема теплоснабжения г. Гомеля на 2025 год с перспективой до 2030 года : в 3 т. / сост.: А. Н. Рыков, О. А. Бушкевич. – М. : Проект. науч.-исслед. респ. предприятие «БелНИПИ-ЭнергоПром», 2018. – Т. 1, ч. 1. – 230 с.
2. Короткевич, А. М. О балансе мощностей Белорусской энергосистемы и проблемах регулирования суточного графика нагрузок: настоящее и перспективы / А. М. Короткевич, О. Г. Фоменко // Энергет. стратегия. – 2008. – № 2. – С. 24–28.
3. Фащиленко, В. Н. Регулируемый электропривод насосных и вентиляторных установок горных предприятий / В. Н. Фащиленко. – М. : Горная кн., 2011. – 260 с.

РАСЧЕТ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕРМОСИФОННЫХ УСТРОЙСТВ НА ОСНОВАНИИ ПОЛУЧЕННЫХ НОВЫХ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

**Н. М. Кидун, Н. А. Дорохова, К. А. Светличный,
А. А. Костюченко, А. А. Кравец**

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь*

Научный руководитель А. В. Шаповалов

Тепловые трубы и термосифоны являются наиболее эффективным пассивным методом передачи тепла, доступным на сегодняшний день. В простейшей форме герметичная трубка (обычно из меди) изолируется и заполняется рабочей жидкостью. В качестве рабочей жидкости в тепловых трубах в настоящее время используются хладагенты, такие, как R134A, хотя вода также используется в качестве альтернативы. Тепловые трубы, помимо кондиционеров, используются во многих областях промышленности, включая охлаждение литейных штампов, электронных схем, генераторов в атомной энергетике, энергосбережения, размораживания и в пищевой промышленности [2]. Принцип действия тепловой трубы заключается в следующем. Тепло от поступающего теплого воздушного потока всасывается в секции испарителя, что приводит к закипанию рабочей жидкости. Из-за повышенного давления пар быстро перемещается в более холодную секцию конденсатора тепловой трубки, перенося при этом поглощенное тепло. Когда пар достигает области конденсации тепловой трубы, тепло отводится в охладитель воздуха и пар конденсируется. Жидкость возвращается под действием силы тяжести для завершения цикла. Весь процесс передачи тепла происходит с очень небольшой разностью температур вдоль трубы [2].

Есть компании в мире, которые представляют свои теплообменники на основе термосифонов. Так, например, итальянская компания Cominter производит фреоновые рекуперативные теплообменники (RCD), применяемые в системах кондиционирования воздуха [1]. Британская компания S & P Coil Products Limited предлагает использовать тепловые трубы для осушения и рекуперации тепла.

Оценка эффективности работы закрытого двухфазного термосифона возможна по показателям, выбор которых исследователями принимается в соответствии с экспериментальной или математической моделью. Для исследования процессов, протекающих в полости термосифона, на кафедре «Промышленная теплоэнергетика и экология» учреждения образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого» был изготовлен термосифон – замкнутое двухфазное теплопередающее устройство и создан экспериментальный стенд.

Изначально проводилась серия экспериментальных исследований для определения распределения температур стенки испарителя и конденсатора термосифона при разных подводимых тепловых нагрузках к испарителю при заполнении теплоносителем (фреон R134A) термосифона, и разных углах наклона термосифона к уровню горизонта в вертикальной плоскости. После этого была проведена оценка эффективности работы по эквивалентному термическому сопротивлению R теплоотводящей жидкости и эффективному коэффициенту теплопередачи.

Методы определения термического сопротивления тепловых труб основаны на составлении схем замещения возможных термических сопротивлений участков устройства. Схемы замещения тепловых труб представлены в [3], [4]. Данный подход возможно применить для расчета термического сопротивления термосифона в испарителе и конденсаторе, учитывая следующее:

- можно пренебречь сопротивлением, которое возникает в результате трения паровой и жидкой фазы теплоносителя внутри устройства, так как данные потоки разделены в полости термосифона и не оказывают никакого влияния друг на друга;
- необходимо учесть термические сопротивления фазовых переходов как в зоне испарения, так и в зоне конденсации устройства;
- не учитывается термическое сопротивление пористых структур, так как в данной конструкции термосифона они отсутствуют.

Составленная схема замещения устройства с учетом возможных сопротивлений показана на рис. 1, где R_1 и R_4 – термическое сопротивление стенки испарителя и конденсатора термосифона на единицу поверхности, $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$; R_2 и R_3 – термическое сопротивление фазового перехода в зоне испарения и зоне конденсации на единицу поверхности, $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$; R_5 – термическое сопротивление при теплоотдаче от стенки к воздуху, $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$.

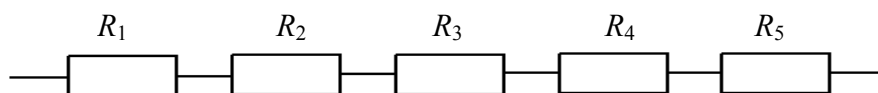


Рис. 1. Схема замещения эквивалентного термического сопротивления в термосифоне

Приведем расчет эквивалентного термического сопротивления термосифона без внутренних циркуляционных вставок для технологической установки охлаждения воздуха и последующего его осушения с помощью холодильной машины, принципиальная схема и описание работы установки представлена в [6] (рис. 1).

Результаты расчета эквивалентного термического сопротивления термосифона, заправленного озонобезопасным хладагентом R134A, и коэффициент теплопередачи представим в таблице [5].

**Расчет эквивалентного термического сопротивления термосифона
заправленного озонобезопасным хладагентом R134A**

Определяемый параметр	Формула	Результат
Термическое сопротивление стенки испарителя на единицу поверхности R_1	$R_1 = \frac{d_n \ln \frac{d_n}{d_{вн}}}{2\lambda}$	$2,33 \cdot 10^{-6}$
Термическое сопротивление фазового перехода в зоне испарения R_2	$R_2 = \frac{1}{\alpha_2}$	$5,15 \cdot 10^{-4}$
Коэффициент теплоотдачи при кипении α_2	$\alpha_2 = 4,34 q^{0,7} (p^{0,14} + 1,37 \cdot 10^{-2} p^2)^3$	$1,93 \cdot 10^3$
Термическое сопротивление фазового перехода в зоне конденсации R_3	$R_3 = \frac{1}{\alpha_3}$	0,00024
Коэффициент теплоотдачи при конденсации α_3	$\alpha_3 = \frac{Nu \lambda_{ж.нас}}{d_1}$	$4,2 \cdot 10^3$
Критерий Нусельта	$Nu = 1,39 \left[\frac{(d_n 9,81 p_{ж.нас}^2)^{\frac{1}{3}}}{\mu_{ж.нас}^2} Re^{-0,282} \left[\left(\frac{\lambda_{ст}}{\lambda_{ж.нас}} \right)^3 \frac{\mu_{ж.нас}}{\mu_{ст}} \right] \right]^{0,16}$	577,385
Термическое сопротивление стенки конденсатора на единицу поверхности R_4	$R_4 = \frac{d_n \ln \frac{d_n}{d_{вн}}}{2\lambda}$	$2,33 \cdot 10^3$
Термическое сопротивление при теплоотдаче от стенки к воздуху R_5	$R_5 = \frac{1}{\alpha_5}$	0,127
Коэффициент теплоотдачи от стенки воздуху α_5	$\alpha_5 = \frac{Nu \lambda_{возд}}{d_{вн}}$	78,848
Критерий Нусельта для теплоотдачи от стенки к воздуху	$Nu = 0,35 Re^{0,6}$	38,133
Критерий Рейнольдса Re	$Re = \frac{\rho_{возд} d_n v}{\mu_{возд}}$	$2,48 \cdot 10^3$
Общее термическое сопротивление R , $m^2 \cdot ^\circ C / Вт$	$R = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5$	0,0134
Коэффициент теплопередачи, $Вт / m^2 \cdot ^\circ C$	$K = \frac{1}{R}$	74,62

Использованный метод определения термического сопротивления устройства может быть использован в инженерных расчетах при проектировании высокоэффективных теплообменных аппаратов.

Литература

1. Cominter. – Режим доступа: <http://www.comintersrl.com/azienda.asp/>. – Дата доступа: 02.04.2020.
2. SPC. – Режим доступа: <https://www.spc-hvac.co.uk/>. – Дата доступа: 02.04.2020.
3. Чи, С. Тепловая труба: Теория и практика / С. Чи ; пер. с англ. В. Я. Сидорова. – М. : Машиностроение, 1981. – 207 с.
4. Дан, П. Д. Тепловые трубы : пер. с англ. / П. Д. Дан, Д. А. Рей. – М. : Энергия, 1979. – 272 с.
5. Уонг, Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров : справочник : пер. с англ. / Х. Уонг. – М. : Атомиздат, 1979. – 216 с.
6. Применение термосифонов для осушения воздуха / Л. Л. Васильев [и др.] // Агротехника и энергообеспечение. – 2018. – № 2 (19). – С. 7–16.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

О. А. Кныш, А. А. Шкробот

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь

Научный руководитель Н. А. Вальченко

В настоящее время в общественных зданиях в зимний период как минимум 25–50 % тепла расходуется на нагрев приточного воздуха. В летний период в зданиях, оборудованных системами центрального кондиционирования, имеющие место теплоизбытки снимаются за счет охлаждения приточного воздуха. Рост цен на энергоносители стимулирует рост интереса к рекуперации тепловой энергии во вновь проектируемых и реконструируемых системах вентиляции и кондиционирования воздуха.

Целью работы является энергетическое обоснование применения рециркуляции воздуха с применением центральных каркасно-панельных кондиционеров ВЕРОСА-300.

Актуальность работы заключается в том, что 80 % энергоснабжения базируется на невозобновляемых источниках энергии, поэтому вопрос энергозатрат и энергосбережений является наиболее остро ощущаемым в настоящее время.

В качестве исследуемого объекта был выбран ЕРАМ-центр.

Бизнес-центр ЕРАМ оснащен вентиляторами типа ВР. Основные характеристики работы вентиляторов на приточную и вытяжную систему приведены в табл. 1 и 2.

Таблица 1

Характеристики оборудования здания на вентиляцию с вытяжной системой

Номер п/п	Марка	Тип	Номер	Вытяжка	Шумоглушитель	N, кВт	Фактическое производство V, м ³ /ч	Фактическое полное давление, Па
1	В-5	ВР-86-77	2,5	Магазины 1-го этажа	–	0,75	1423	643
2	В-6	ВР-86-77	2,5	НТС 1-го этажа, автосалон	–	0,55	1088	611